



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **08291713 A**

(43) Date of publication of application: 05 . 11 . 96

(51) Int. Cl.

F02B 27/02
F02B 27/00
F02B 33/44
F02D 13/02
F02D 23/00
F02D 43/00
F02M 25/07
F02M 25/07

(21) Application number: **07094803**

(22) Date of filing: 20 . 04 . 95

(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**

(72) Inventor: **IWATA NORIYUKI**
ISHII KENYA
FUJIIHARA SHINJI
MIYAKOSHI KATSUNOBU

(54) **ENGINE HAVING MECHANICAL
 SUPERCHARGER**

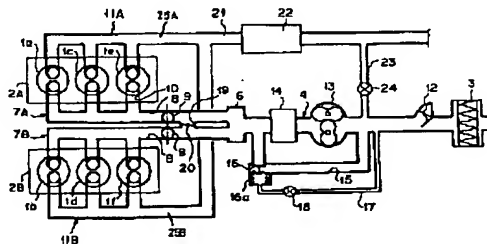
converter 22 is secured in the high speed high load area.

COPYRIGHT: (C)1996,JPO

(57) Abstract:

PURPOSE: To reduce exhaust temperature and secure reliability of an intake system by circulating EGR gas to an intake passage on an upstream side of a supercharger in a high speed high load area, and setting a synchronization point of intake for dynamic supercharge.

CONSTITUTION: A shutter valve 20 is opened at least in high load area of a high speed area where an engine speed is high for generating maximum torque. Intake negative pressure wave transmitted from a combustion chamber to an intake port 10 by opening an intake valve is transitted to an upstream side inside intake manifolds 7A, 7B with sound speed. The wave is inverted in a communication passage 19. The inverted positive wave is transmitted to a downstream side, reaching a downstream end of the intake port 10 immediately before closing the intake valve, to obtain dynamic supercharge effect. An EGR valve 24 is opened in the high speed high load area for circulating exhaust gas to an intake passage 4 on an upstream side of a mechanical supercharger 13. Exhaust temperature is reduced by circulating EGR gas, and reliability of a catalytic



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-291713

(43) 公開日 平成8年(1996)11月5日

(51)Int.Cl. ⁸	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所	
F 0 2 B	27/02		F 0 2 B	27/02	M
	27/00			27/00	G
	33/44			33/44	M
F 0 2 D	13/02		F 0 2 D	13/02	K
	23/00			23/00	J
審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 6 頁)					最終頁に続く

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 6 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平7-94803

(22) 出願日 平成7年(1995)4月20日

(71) 出願人 000003137

マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者 岩田 典之

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 石井 賢也

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(72) 発明者 藤平 伸次

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内

(74) 代理人 弁理士 柳田 征史 (外1名)

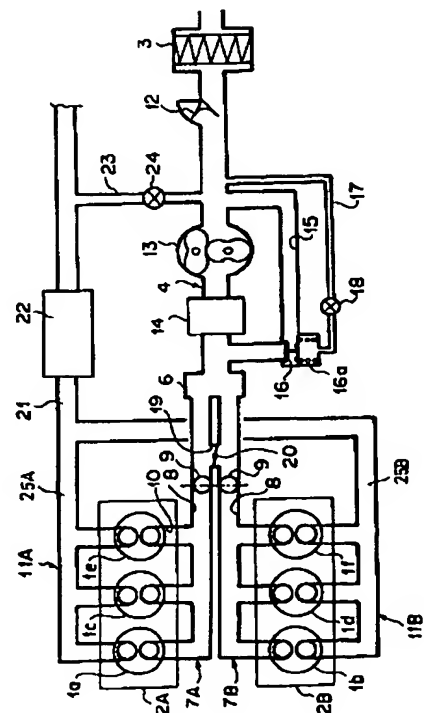
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 機械式過給機付きエンジン

(57) 【要約】

【目的】 高回転高負荷領域において排気温度の低減を図りながら、過給機の吐出空気温度低減による吸気系の信頼性の確保を可能にした機械式過給機付きエンジンを提供する。

【構成】 最大トルクが生成されるエンジン回転数よりも高速側の高速回転域の少なくとも高負荷域において過給機の上流側の吸気通路にEGRガスを還流するとともに、上記高速回転域に、吸気の動的過給の同調点を設定して動的過給を行なう。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 機械式過給機を備え、該過給機により少なくとも高負荷時に過給が行なわれるエンジンにおいて、

最大トルクが生成されるエンジン回転数よりも高速側の高速回転域の少なくとも高負荷域において上記過給機の上流側の吸気通路にEGRガスを還流させる排気ガス還流手段を設けるとともに、上記高速回転域に、吸気の動的過給の同調点を設定して動的過給を行なうことを特徴とする機械式過給機付きエンジン。

【請求項2】 上記排気ガス還流手段は、排気通路に設けられた触媒コンバータの下流側からEGRガスを上記過給機の上流側の吸気通路に還流させることを特徴とする請求項1に記載の機械式過給機付きエンジン。

【請求項3】 少なくとも上記高速回転域において吸・排気のオーバーラップ期間を増大させる手段を備えてなることを特徴とする請求項1または2に記載の機械式過給機付きエンジン。

【請求項4】 吸気ポートの実質的閉弁時期を下死点後クランク角で50〜60度遅れた時点に設定してなることを特徴とする請求項1ないし3のいずれかに記載の機械式過給機付きエンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、機械式過給機（スーパーチャージャ）を備えたエンジンに関し、特にその吸気系の改良に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来の過給機付きエンジンにおいては、圧縮比を高くすると高過給領域でノッキングが生じ易くなるため、その圧縮比を自然吸気エンジンよりも下げている。また、高過給領域では排気温度の上昇を抑制して排気系部品（特に触媒コンバータ）の信頼性を確保する必要があるため、従来は、高回転高負荷時には空燃比をリッチにすることにより排気温度を下げている。

【0003】 排気温度の上昇を抑制する1つの手段として、排気ガスの一部を吸気系に還流するEGR技術が知られているが、過給機付きエンジンにおいては、吸気圧が排気圧よりも高いために、例えば特開平1-285651号公報に開示されているエンジンでは、触媒コンバータの下流側から取り出した排気ガス（EGRガス）過給機の上流側に還流している。

【0004】 また、エンジンの高出力化を図るための手段として、吸気の動的過給システムが知られている。この動的過給システムは、吸気の圧力波を共鳴（共振）させて、吸気弁が開く直前に圧力波を生成させて吸気の充填効率を高めるようにしたものであり、例えば特開昭63-248917号公報に開示されているように、吸気マニホールドの連通路に設けたシャッター弁の開閉によって吸気通路長を切り換えることにより、動的過給の同

調点をエンジンの運転状態に応じて変更して、広い回転数域に亘って高いトルクが得られるようにした可変吸気システムも実用化されている。

【0005】 一方、特開平3-138416号公報に記載された過給機付き高圧縮比エンジンの吸気装置のように、各気筒毎の独立吸気通路の形状を、該独立吸気通路によって発生する慣性過給作用の同調回転数が最大馬力を生むエンジン回転数よりも高速回転域となるように設定することにより、高負荷域、特に吸気弁の開弁時期前において吸気が入り易い高速回転域において、独立吸気通路に慣性作用が生じないことによる断熱圧縮作用を低減して、耐ノック性を向上させたものも提案されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、機械式過給機（スーパーチャージャ、「S/C」と略称される）の空気吐出量の体積効率 η_v は、図4の左上のグラフに示すように、低速回転域ではエンジン回転数の増大に伴って急激に増大するが、高速回転域ではほぼ一定の値を保つことが知られている。また、エンジンの吸気の体積効率 η_v も、図4の右上のグラフに示すように、高速回転域ではほぼ一定の値を保つことが知られている。したがって、機械式過給機付きエンジンの吸気の充填効率 η_c も図4の下方のグラフに示すように、高速回転域ではほぼ一定の値を保つことになる。

【0007】 また、図5に示すように、充填効率 η_c を一定にしたときの最大平均有効圧 P_e が得られる点火タイミングから平均有効圧 P_e が1%リタード側に下がった点をMBT（Minimum Best ignition Timing）と称し、このMBTをノッキング限界として点火タイミング設定することが行なわれており、MBTにおけるエンジン回転数と充填効率 η_c との関係は図4の下方のグラフに示すように、エンジン回転数の増大に伴って増大する直線となる。そして、低速回転域においては、MBTのラインと充填効率 η_c のラインとの間の領域Iがノッキングゾーンを表し、低速回転域においては、点火タイミングをリタードさせることによって、ノッキング限界を充填効率 η_c のラインまで引き上げることが可能である。

【0008】 一方、高回転高負荷域では排気温度の上昇を抑制して排気系部品（特に触媒コンバータ）の信頼性を確保するため、圧縮上死点における最大筒内圧力 P_{ms} の上昇を抑制する必要がある。図4の領域IIは、排気温度に関連する最大筒内圧力 P_{ms} による制約から、充填効率 η_c を下げざるを得ない領域である。

【0009】 そこで、上記領域IIにおいてEGRを行なうことにより、排気温度を下げ、最大筒内圧力 P_{ms} による制約を撤廃することが考えられる。しかしながら、過給機付きエンジンにおいては、吸気圧が排気圧よりも高いために、EGRガスを過給機の上流側に還流するこ

10

20

30

40

50

とになるが、高回転高負荷領域では過給機が高い吐出圧を要求されるため、過給機の負担が著しく高まり、過給機の吐出空気温度が上昇する。したがって、この運転領域でEGRガスを過給機の上流側に還流すると、吐出空気温度がさらに上昇して、過給機の限界温度を超えてしまうおそれがあり、吸気系の信頼性を確保することが不可能になる。

【0010】また、高回転高負荷時に排気温度を下げるためには空燃比をリッチにすると、出力の要求量よりも余分に燃料が供給されることになり、燃費特性を著しく悪化させることになる。

【0011】上述の事情に鑑み、本発明は、高回転高負荷領域において過給機の上流側に対するEGRガスの還流による排気温度の低減と、過給機の吐出空気温度低減による吸気系の信頼性の確保との両立を可能にした機械式過給機付きエンジンを提供することを目的とするものである。

【0012】

【課題を解決するための手段】本発明による機械式過給機付きエンジンは、最大トルクが生成されるエンジン回転数よりも高速側の高速回転域の少なくとも高負荷域において過給機の上流側の吸気通路にEGRガスを還流させる排気ガス還流手段を設けるとともに、上記高速回転域に、吸気の動的過給の同調点を設定して動的過給を行なうことを特徴とするものである。

【0013】上記排気ガス還流手段が、排気通路に設けられた触媒コンバータの下流側からEGRガスを上記過給機の上流側の吸気通路に還流させることが好ましい。

【0014】また、上記構成において、少なくとも上記高速回転域において吸・排気のオーバーラップ期間を増大させる手段を設けてもよい。

【0015】さらに、吸気弁の実質的な閉弁時期を下死点からクランク角で50～60度遅れた時点に設定するのが好ましい。吸気弁の実質的な閉弁時期は、一般に、吸気弁のバルブリフト量0.4mmの位置で定義される。

【0016】

【作用および発明の効果】本発明によれば、最大トルクが生成されるエンジン回転数よりも高速側の高速回転域の少なくとも高負荷域において吸気の動的過給により体積効率 η_v が高まるから、機械式過給機の吐出側吸気通路の圧力が低減され、吐出空気温度も低減される。したがって、過給機の上流側に対するEGRガスの還流により吐出空気温度が若干上昇しても、過給機の限界温度に達するおそれなくなるから、EGRガスの還流により排気温度の低減と、吸気系の信頼性の確保とを両立させることができるとともに、排気温度を低減するための空燃比のリッチ化を行なわないことによる燃費特性の大幅な向上を図ることができる。

【0017】また、高速回転域において吸気の動的過給を行なうことにより、吐出側吸気通路の圧力が低減され

るから、過給機の負担が低減され、過給機を駆動するための馬力損失も低減されて、これによっても燃費特性が向上する。

【0018】EGRによって排気温度を下げるができる理由は下記の通りである。いま、上述のように最大筒内圧力 P_{\max} あるいは最大排気温度 T_{ex} で充填効率 η_c が制約を受ける高回転高負荷域においては下記の式が成り立つ。

$$\Delta Q - Q_2 = T_{ex} \cdot C_v \cdot G + Q_1$$

10 ここで、 ΔQ ：発生できる熱量

Q_2 ：出力として仕事になる熱量

C_v ：比熱

G ：筒内にあるガス重量

Q_1 ：損失熱量

ただし、損失熱量 $Q_1 = Q_3 + Q_4 - Q_6$

Q_3 ：冷却損失

Q_4 ：ガソリン分解損失

Q_6 ： P_{\max} 限界による影響

すなわち、筒内にあるガス重量 G が増加すると発生できる熱量 ΔQ も増加するが、冷却損失 Q_3 が減少することと、 P_{\max} 限界とから、損失熱量 Q_1 が少なくなる分 Q_6 が発生し、最大排気温度 T_{ex} が上昇する。そこで従来は、空燃比をリッチにしてガソリン分解損失 Q_4 を増大させることにより損失熱量 Q_1 を増やし、 ΔQ を増大させていた。

【0020】本発明では、新規ガスの重量のみであった筒内ガス重量 G にEGRガス分の ΔG を加えることにより、筒内ガス重量 G を増大させ、 ΔQ を増大させるものである。

30 【0021】その場合に、EGRガスを触媒コンバータの下流側から過給機の上流側の吸気通路に還流させる場合は、比較的低温のEGRガスが還流されるので、吐出空気温度を低下させることができる。

【0022】さらに、少なくとも高速回転域において吸・排気のオーバーラップ期間を増大させるようにした場合、内部EGR量が減少して筒内圧力が低下するから、過給機の吐出圧がさらに低減されて吐出空気温度もさらに低下する。そして、圧縮上死点における筒内温度も低下するから、耐ノッキング特性も向上する。

40 【0023】また、吸気弁の実質的な閉弁時期を、下死点からクランク角で50～60度遅れた時点とする高速回転に適したタイミングに設定することにより、高速回転域での動的過給効果を向上させることができる。

【0024】

【実施例】以下、本発明の実施例について図面を参照しながら詳細に説明する。

50 【0025】図1は、本発明をV型6気筒機械式過給機付きエンジンに適用した実施例を示すもので、このエンジンは、第1気筒1aと第3気筒1cと第5気筒1eとを有する第1バンク2Aと、第2気筒1bと第4気筒1

dと第6気筒1fとを有する第2バンク2Bとを備えており、エアクリーナ3から延びる吸気通路4は、メイン吸気通路5と、サージタンク6と、サージタンク6から分岐した第1バンク2Aの吸気マニホールド7Aと、サージタンク6から分岐した第2バンク2Bの吸気マニホールド7Bとからなり、両吸気マニホールド7A、7Bの合流通路8にはそれぞれスロットル弁9A、9Bが介設され、これらスロットル弁9A、9Bはアクセルペダル（図示は省略）に連結され、両吸気マニホールド7A、7Bの各分岐通路（独立吸気通路）は対応する気筒の吸気ポート10に接続されている。また、第1バンク2Aには排気マニホールド11Aが設けられ、第2バンク2Bには排気マニホールド11Bが設けられている。

【0026】上記メイン吸気通路5には、上流側から順に、エアフローメータ12とエンジンで駆動される機械式過給機13とインタークーラ14とが介設され、またメイン吸気通路5には過給機13とインタークーラ14とをバイパスするバイパス通路15が設けられている。バイパス通路15には、その通路を開閉するバイパス弁16が介装され、バイパス弁16は、エアフローメータ12よりも下流側のメイン吸気通路5に負圧導入通路17を介して接続されたダイヤフラム式アクチュエータ16aにより開閉駆動される。負圧導入通路17にはその通路を開閉する電磁弁18が介装されており、過給の必要のない低負荷時には過給機13が電磁クラッチ（図示は省略）を介して停止されるとともに、電磁弁18が開かれてバイパス弁16が開かれ、また低負荷時以外の過給を要するときにはバイパス弁16が閉じられるように電磁弁18と電磁クラッチとがコントロールユニット（図示は省略）により制御される。

【0027】上記吸気マニホールド7Aの合流通路8と吸気マニホールド7Bの合流通路8とを連通する連通路19が設けられ、この連通路19にはシャッター弁20が介設され、シャッター弁20はダイヤフラム式アクチュエータやソレノイド式アクチュエータによって開閉駆動され、エンジン回転数が所定回転数（例えば4000rpm）以上のときにシャッター弁20が開くようにアクチュエータはコントロールユニット（図示は省略）により制御される。

【0028】上記排気マニホールド11A、11Bから導出された排気通路25A、25Bは、それらの下流側で合流されて排気通路21が形成され、排気通路21には触媒コンバータ22が介設されている。そして、触媒コンバータ22の下流側の排気通路21と、機械式過給機13の上流側のメイン吸気通路5との間を接続するEGR通路23が設けられ、このEGR通路23にはEGR弁24が介設されている。

【0029】上記6気筒エンジンE1における点火順序は第1気筒1a→第2気筒1b→第3気筒1c→第4気筒1d→第5気筒1e→第6気筒1fの順となってお

り、第1バンク2Aの3つの気筒1a、1c、1eの吸気弁開弁特性は図2のようになり、吸気がオーバーラップしないようになっている。第2バンク2Bの3つの気筒1b、1d、1fの吸気弁開弁特性も位相はシフトしているが同様になる。

【0030】本実施例では、シャッター弁20の開閉により所望のエンジン回転数域で吸気共鳴効果（動的過給効果）が得られるように構成されている。

【0031】すなわち、高速回転域でシャッター弁20が開かれ、吸気弁の開弁によって燃焼室から吸気ポート10へ伝播した吸気負圧波は吸気マニホールド7A、7B内を上流側へ音速で伝播し、連通路19で反転し、その反転正圧波が下流側へ伝播し吸気弁が閉じる直前に吸気ポート10の下流端へ到達するから、これによって動的過給効果が得られる。そして、上記反転正圧波が吸気ポート10側へ伝播してきたときに当該吸気マニホールド7A、7Bに接続された他の吸気ポート10は実質的に閉じていて吸気オーバーラップがないので、反転正圧波が他の気筒へ吸収されることはない。

【0032】図2の曲線Fは吸気共鳴効果が最も顕著になったときの吸気の圧力波形を示すもので、エンジン回転数を N_{rpm} としたときのエンジンの吸入周波数 $f_i = (N/60) \times (3/2)$ が吸気マニホールド7A、7Bの固有周波数 f にほぼ等しくなるようなエンジン回転数のときに顕著な吸気共鳴が生成し、その正圧波は吸気弁の開弁時にピーク値となるので吸気の吹き返しが効果的に抑制され、充填効率が向上する。

【0033】本実施例では、図3に示すように、最大トルクが生成されるエンジン回転数 N_t を例えば4000rpmとした場合、シャッター弁20が開かれているときの共鳴効果が得られる同調回転数 N_s を5000rpmに設定していることにより、図3の曲線W1（実線）に示すように、 N_t 以上の高速回転域で吸気の動的過給効果が得られる。

【0034】また、4000rpm以下の中低速回転域においてはシャッター弁20が閉じられ、吸気負圧がサージタンク6で反転されるという点で異なるのみで、上記と同様に吸気の動的過給効果が得られる。この場合の共鳴効果が得られる同調回転数 N_t を例えば3000rpmに設定することにより、図3の曲線W2（破線）に示すように、 N_t 以下の中速回転域で吸気の動的過給効果が得られる。

【0035】本実施例では、最大トルクが生成されるエンジン回転数 N_t 以上の高速回転域の少なくとも高負荷域でシャッター弁20を開くことにより、吸気の動的過給効果を得るとともに、この高回転高負荷域でEGR弁24を開いて排気ガスを機械式過給機13の上流側の吸気通路4に還流している。

【0036】すなわち、高回転高負荷域において吸気の動的過給を行なうことにより、機械式過給機13の吐出

側吸気通路の圧力が低減され、吐出空気の温度も低減されるから、過給機13の上流側へEGRガスを還流しても、過給機13の温度が限界温度に達するおそれはなく、このEGRガスの還流によって、排気温度も低減され、高回転高負荷域における触媒コンバータ22の信頼性を確保することができるとともに、従来のように空燃比のリッチ化を必要としないから、燃費特性が大幅に向上する。

【0037】また、高回転高負荷域において吸気の動的過給を行なうことにより、吐出側吸気通路の圧力が低減されるから、過給機13の負担が低減され、その結果、過給機13を駆動するための馬力損失も低減されて、この面からも燃費特性の向上を図ることができる。

【0038】さらに、上記構成に加え、それ自体は公知のバルブタイミング可変機構を用いて、少なくとも高速回転域において吸・排気のオーバーラップ期間を増大させるようにした場合、内部EGR量が減少して筒内圧力が低下するから、過給機の吐出圧がさらに低減されて吐出空気温度をさらに低下させることができる。したがって、圧縮上死点における筒内温度も低下するから、耐ノ

ッキング特性もさらに向上する。
【0039】また、一般に、吸気弁の実質的な閉弁時期は、バルブリフト量0.4mmの位置で定義されることが多いが、その吸気弁の実質的な閉弁時期を、下死点から*

* クランク角で50～60度遅れた時点とする高速回転に適したタイミングに設定することにより、高速回転域での動的過給効果を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明をV型6気筒機械式過給機付きエンジンに適用した実施例を示す構成図

【図2】図1の装置における吸気弁の開弁特性図

【図3】吸気の動的過給効果を示すグラフ

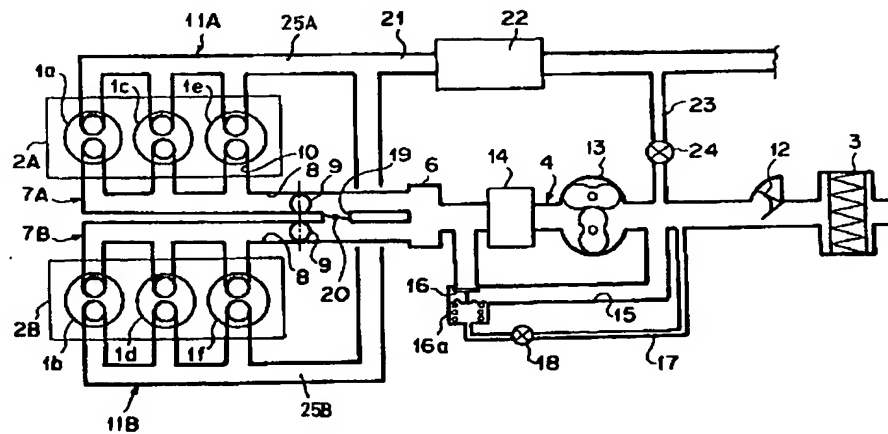
【図4】エンジン回転数と吸気の充填効率との関係を示すグラフ

【図5】点火タイミングの設定手法を示す説明図

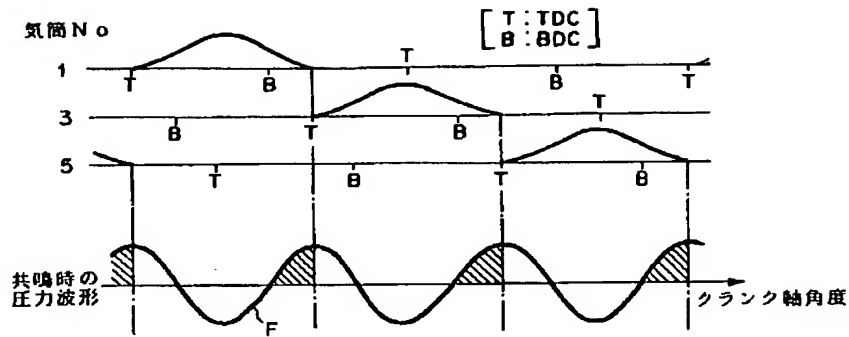
【符号の説明】

- 4 吸気通路
- 6 サージタンク
- 7A, 7B 吸気マニホールド
- 10 吸気ポート
- 13 機械式過給機
- 19 連通路
- 20 シャッター弁
- 21 排気通路
- 22 触媒コンバータ
- 23 EGR通路
- 24 EGR弁

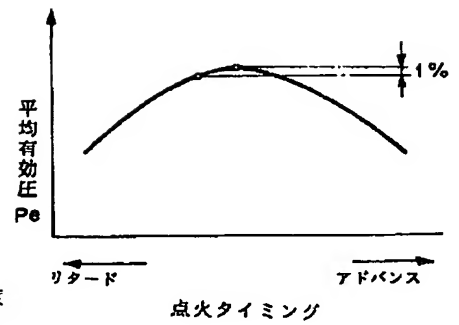
【図1】



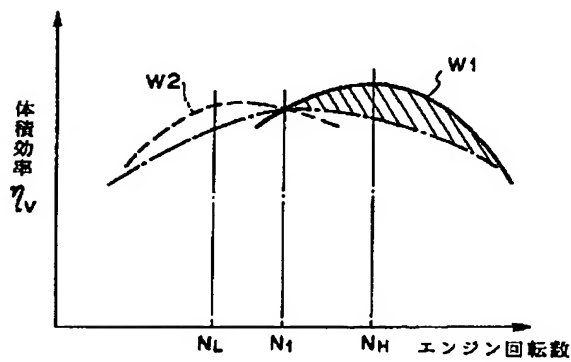
【図2】



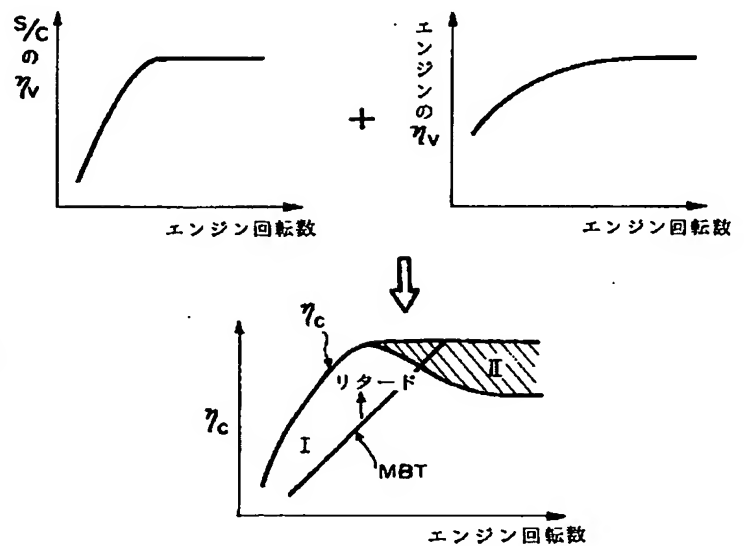
【図5】



【図3】



【図4】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 D 43/00	3 0 1		F 0 2 D 43/00	3 0 1 R
				3 0 1 N
				3 0 1 Z
F 0 2 M 25/07	5 5 0		F 0 2 M 25/07	5 5 0 R
	5 7 0			5 7 0 P

(72)発明者 宮腰 勝信
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
 株式会社内